

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

PNEUMATICKÝ LIS

PNEUMATIC PRESS

Student:

Michal Kadula

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání bakalářské práce

Student:

Michal Kadula

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Pneumatický lis

Pneumatic Press

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte přehled možných způsobů vyvození lisovací síly stlačeným vzduchem.
2. Porovnejte jednotlivé varianty z hlediska síly, spotřeby vzduchu, konstrukce, případně dalších hledisek.
3. Na základě rozboru navrhnete pohon pneumatického lisu pro zvolený případ.
4. Navrhnete pneumatický obvod a prakticky ověřte funkci.

Seznam doporučené odborné literatury:


KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 p. ISBN 978-3-540-69470-0.
KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0.
MURRENHOFF, H. REINERTZ, O. *Fundamentals of fluid power: Part 2, Pneumatics*. Aachen: Shaker Verlag, 2014. 333 p. ISBN 978-3-8440-3213-0.
Katalogy a firemní podklady SMC, Festo, Norgren, Aventics.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení o samostatném zpracování práce

Místopřísežné prohlášení studenta Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu. V práci jsem použil fotografie o technických zařízeních získaných od firmy ELVAC a.s., firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 20. května 2019


.....

Podpis studenta

Prohlašuji že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou^{*)} práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské^{*)} práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská^{*)} práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.



V Ostravě dne 20. května 2019

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Michal Kadula

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zahradní 340 Velká Polom 74764

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KADULA, M *Pneumatický lis: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Hydromechaniky a Hydraulických zařízení, 2019, 46s. Vedoucí práce: Dvořák, L.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pneumatického lisu pro použití v průmyslové výrobě. V úvodu jsou probrány pneumatické prvky pro vyvození lisovací síly, jejich porovnání z hlediska spotřeby vzduchu, konstrukce, a dalších hledisek. Na základě rozboru je vybrán konečný prvek pro vyvození síly. Další část obsahuje návrh pneumatického obvodu lisu řízeného na čistě pneumatickém principu. Funkce obvodu je ověřena v laboratoři a následně jsou vybrány pneumatické prvky od výrobce pneumatických komponentu.

ANNOTATION OF BACHELOR*)THESIS

KADULA, M. *Pneumatic press: BachelorThesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2019, 46p. Thesis head: Dvorak, L.

The bachelor thesis deals with the design of pneumatic press for the use in industrial production. The introductory section provides information on pneumatic components for the deduction of pressing force, their comparison in terms of air consumption, construction, and other aspects. On the basis of the analysis, the final element for the deduction of force is selected. The next part contains the design of the pneumatic circuit of the press which is controlled by a pneumatic principle. The circuit function is verified in the laboratory and then the pneumatic components from the pneumatic component manufacturer are selected.

OBSAH

Seznam tabulek	4
Seznam obrázků	4
ÚVOD	6
1 VZDUCH	8
1.1.1 Vlastnosti suchého vzduchu	9
1.2 FYZIKÁLNÍ PARAMETRY VZDUCHU	10
1.2.1 Tlak	10
1.3 Základní pneumatický obvod	12
2 VÝBĚR PNEUMATICKÉHO POHONU PRO KONSTRUKCI PNEUMATICKÉHO LISU	13
2.1 PNEUMATICKÉ PRACOVNÍ PRVKY	13
2.2 PNEUMATICKÉ PRACOVNÍ PRVKY PRO VYVOZENÍ PŘÍMOČARÉHO POHYBU (LINEARNÍ POHONY)	15
2.2.1 Pneumatické válce	15
2.2.2 Válce s vedením	19
2.2.3 Membránové válce, válce s odvalující se membránou	20
2.2.4 Fluidní sval	21
2.2.5 Měchové motory	23
2.2.6 Válce s multiplikátory tlaku TOX	24
3 VÝBĚR PNEUMATICKÉHO POHONU PRO VYTVOŘENÍ SÍLY 15000N A ZDVIHEM 100MM	27
3.1 TEORETICKÝ VÝPOČET PRŮMĚRU VÁLCE	27
3.1.1 Návrh pohonu dle kritéria zdvihu a síly	28
3.1.2 Návrh pohonu dle konstrukce a zástavbových rozměrů	28
3.1.3 Určení užšího výběru pohonu	28
3.1.4 Výběr dvojčinného válce	28
3.2 TANDEMOVÝ VÁLEC	33
3.3 HYDROPNEUMATICKÉ JEDNOTKY TOX	34
3.3.1 Konečný výběr pohonu	35
4 NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU A OVĚŘENÍ FUNKCE	36
4.1 Návrh Pneumatického obvodu	37
4.2 Specifikace prvků	39
5 ZÁVĚR	43
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	44
PŘÍLOHY	45

Seznam použitých značek a zkratek

Značka	Význam	Jednotka
D	Průměr pístu	mm
d	Průměr pístnice	mm
F	Síla	N
H	Zdvih pneumatického válce	mm
p	Tlak	Pa (Pascal)
PLC	Prog. logický automat	
V	Objem	m^3

Seznam tabulek

Tabulka 1: Složení atmosféry

Tabulka 2: Složení atmosféry

Tabulka 3: Vlastnosti suchého vzduchu

Tabulka 4: Fyzikální veličiny vzduchu

Tabulka 5: Různé obory a jednotky používané pro měření tlaku

Tabulka 6: Parametry válce DSBG-200-100-PPV-32LB2

Tabulka 7: Parametry zesilovače obsahující údaj o ceně

Tabulka 8: Parametry tandemového válce FESTO ADNH-100-100-A-P-A-4N

Tabulka 9: Výsledné hodnoty k porovnání

Seznam obrázků

Obrázek 1: Složení atmosféry

Obrázek 2: Složení atmosféry

Obrázek 3: Základní pneumatický obvod

Obrázek 4: Natlačování přípravků s hydropneumatickou jednotkou

Obrázek 5: Vybrané schematické značky lineárních pneumatických pohonů

Obrázek 6: Pneumatické pohony webové stránky MM průmyslové spektrum

Obrázek 7: Konstrukce jednočinného pneumatického válce

Obrázek 8: Dvojčinný pneumatický válec zdroj:

Obrázek 9: Válec s průchozí pístnicí SMC stránky

Obrázek 10: Řez pneumatickým válcem s průchozí pístnicí z knihy SMC training

Obrázek 11: Příčný řez pístnicí se dvěma vodícími plochami

Obrázek 12: Příčný řez šestihrannou pístnicí

Obrázek 13: Pneumatický válec se dvěma písty

Obrázek 14: Válce s vedením typu DFM/DFM-B od firmy Festo

Obrázek 15: Příklady aplikací válce s vedením

Obrázek 16: Řez pneumatickým tandemovým válcem

Obrázek 17: Válec s dvojnásobnou plochou pístu

Obrázek 18: Princip membránových pneumotorů

Obrázek 19: Fluidní sval různých velikostí

Obrázek 20: Princip fluidního svalu

Obrázek 21: Konstrukce pneumatického svalu

Obrázek 22: Schémata k fluidnímu svalu

Obrázek 23: Fluidní sval jako upínací dřevozpracujícího stroje

Obrázek 24: Měchový motor Festo řady EB

Obrázek 25: Použití měchový motorů

Obrázek 26: Základní pozice hydropneumatického válce

Obrázek 27: Hydropneumatický válec se vzduchem pod pístnicí a výsunem

Obrázek 28: Hydropneumatický válec po stlačení hydraulické kapaliny

Obrázek 29: Zvýšení silového výkonu hydropneumatického válce

Obrázek 30: Konstrukce pneumatického válce

Obrázek 31: Nýtovací přípravek s hydropneumatickou jednotkou TOX

Obrázek 32: Válec DSBG-200-100-PPV-32LB2

Obrázek 33: Hlavní rozměry válce v zasunutém stavu DSBG-200-100-PPV-32LB2

Obrázek 34: Zesilovač tlaku DPA-63-16-CRVZS10 se vzdušníkem

Obrázek 35: Válec DSBG-160-100-P-32LB2 výstřižek z

Obrázek 36: Hlavní rozměry válce DSBG-160-100-P-32LB2

Obrázek 37: Tandemový válec FESTO ADNH-100-100-A-P-A-4N

Obrázek 38: Hlavní rozměry tandemového válce válec FESTO ADNH-100-100-A-P-A-3N

Obrázek 39: zvolený hydropneumatický válec.

Obrázek 30: Blok dvouručního spouštění příklad zapojení

Obrázek 41. Realizace obvodu v laboratoři VŠB-TUO

ÚVOD

Stlačený vzduch je v současné době „drahé“ ale nenahraditelné médium“.

Použití energie stlačeného vzduchu sahá hluboko do historie, první záznamy pocházejí už z antiky, kdy kolem roku 140 řek Ktesibios navrhl první katapult na principu stlačování vzduchu ve válcích ručním natahováním. Energii vyvinutou tímto procesem následně použil k vymrštění kamene. V minulých stoletích se vyskytují zmínky o využití tlakového vzduchu, ale vlivem neznalosti fyzikálních zákonů, absencí technologií a materiálů teprve až v 17. století položili základy k širšímu využití stlačeného vzduchu německý inženýr Otto von Guerick a Francouzi, matematik a filozof Blaise Pascal a fyzik Denis Pappin. Na základě jejich objevů už nic nebránilo tomu, aby vlivem průmyslové revoluce v 18. a 19. století došlo k širokému využití stlačeného vzduchu. Za zmínku stojí použití vzduchem poháněného příklepového vrtacího stroje, kterým byla dosažena rychlost ražení o 1,4m/den vyšší proti použití tradičních nástrojů. Kolem roku 1870 vznikají první velké kompresorové státnice, které dodávají stlačený vzduch spoustě malých spotřebičů. Na přelomu 19 a 20. století měla největší kompresorová stanice v Paříži příkon 7350W a průměr potrubí pro dopravování stlačeného vzduchu byl až 500mm .

S dalším vývojem rozvodných sítí elektrického proudu začal stlačený vzduch ztrácet na důležitosti a dostal se do pozice sekundární energie. Další rozvoj zaznamenává po druhé světové válce, kdy se stále více začíná využívat stlačený vzduch pro řízení procesů. V 60. letech začíná bouřlivý vývoj všech pneumatických prvků. Například v roce 1959 je založena Japonská společnost SMC, jeden z dnešních klíčových hráčů na trhu s pneumatickými prvky. V 80. letech dochází k zásadní změně řízení pneumatických prvků, vývoj elektromagnetického řízení, pokles ceny a zvýšení dostupnosti nahrazuje elektromagnetické řízení pneumatické.

Dnešní průmysl se postupem automatizace neobejde bez pneumatických prvků a spotřeba energie kompresoru ve strojírenství činí 20-30% procent z celkové spotřeby energie, což jen potvrzuje fakt, jak velký podíl pneumatika v průmyslu zastává. Stlačený vzduch je neodmyslitelnou částí spousty mechanismů.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pneumatického lisu výběrem vhodných komponentů. Cílem mé bakalářské práce bylo uvést příklad průmyslového využití vzduchu, jedné z nejstarších forem energie, kterou byl člověk schopen využít ve svůj prospěch a nastínit jak se nejmodernější pneumatické prvky dají využít v jedné s nejstarších technologických metod, metodě lisování.

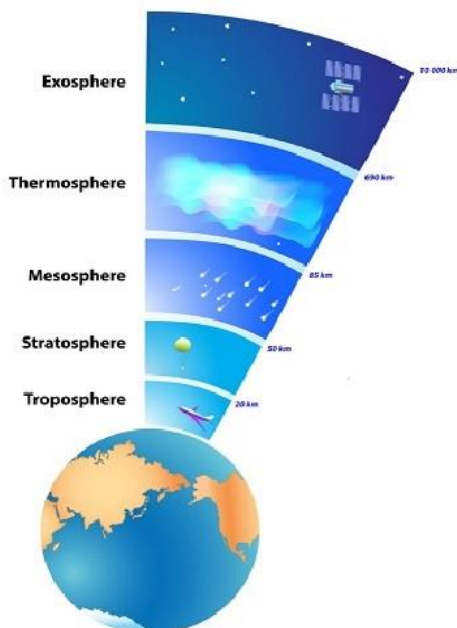
Pneumatické lisy jsou v dnešní době jedna z nejčastějších aplikací pneumatiky. Hlavní aspekt, který se budu snažit v práci zohlednit, je praktická funkce prvků v závislosti na ekonomice, jelikož vzhledem k rostoucí ceně energií celkově, je stlačený vzduch stále jedna z nejdražších energií a to z důvodu přeměny z primární pohonné energie (elektrická), na energii tlakovou (stlačený vzduch), na energii mechanickou (např. pneumatický válec).

1 VZDUCH

Vrstva plynu obklopující planetu Zemi se nazývá atmosféra, její složení udává tabulka a obrázek 1. Pro složení atmosféry je na naší planetě možná existence života, a to díky plynu O_2 . Vzduch se využívá k mnoha procesům od spalování, okysličování, jako dopravní medium, pro pohony a přenosy sil.

Tabulka 2: Složení atmosféry[1]

Název vrstvy	Výška (km)	Teplota
Troposféra	0 až 10	20 až -80
Stratosféra	11 až 50	80 až -80
Mezosféra	55 až 80	0 až -70
Termosféra	85 až 500	-70 až 1000
Exosféra	500 až 3000	
Magnetosféra	3000 až 20000	
Kosmický prostor	nad 20000	



Obrázek 2: Složení atmosféry

Zdroj: <https://www.meteocentrum.cz/images/encyclopedia/athosphere-vertical-vision.jpg>

SLOŽENÍ VZDUCHU

Vzduch je mechanická směs plynů kde největší podíl tvoří dusík (cca 78 % obj.) a kyslík (cca 21% obj). Jednotlivé části vzduchu je od sebe možné oddělit ochlazováním vzduchu na teplotu cca. 196°C.

Tabulka 2: Složení atmosféry

Prvek	Objemové množství (%)
dusík N ₂	78
kyslík O ₂	21
argon Ar	0,93
oxid uhličitý CO ₂ +	0,03
neon Ne	0,0018
helium He	0,00052
methan CH ₄	0,00015
krypton Kr	0,0001
oxid uhelnatý CO+	0,00001
oxid dusný NO+	0,00005
vodík H ₂ +	0,00005
ozon O ₃ +	0,00004
xenon Xe	0,000008
oxid dusičitý N ₂ O	0,0000001
jod I ₂	2.10-11
radon Rn	6.10-18
proměnlivý obsah páry	-

Tabulka číslo 2 uvádí přehledně složení atmosféry v objemovém množství.

1.1.1 Vlastnosti suchého vzduchu

Vlastnosti suchého vzduchu uvádí přehledně následující tabulka číslo 3.

Tabulka 3: Vlastnosti suchého vzduchu

molekulová hmotnost	29,96 kg/kmol
hustota při 100 kPa a 20°C	1,188 kg/m ³
bod varu při 100 kPa	- 194,35 °C
bod tuhnutí při 100 kPa	- 216 až – 212 °C
plynová konstanta	287,1 J/(kg./K)
kritický tlak	3,78 MPa abs

kritická teplota	- 140,65°C
$K = c_p/c_v$	1,4
inverzní teplota	377 °C
měrná tepelná kapacita	1,0048 kJ/(kg.K)

1.2 FYZIKÁLNÍ PARAMETRY VZDUCHU

Vzduch je určen třemi veličinami tlakem, teplotou, a měrným objemem (hustotou), jak specifikuje tabulka 4

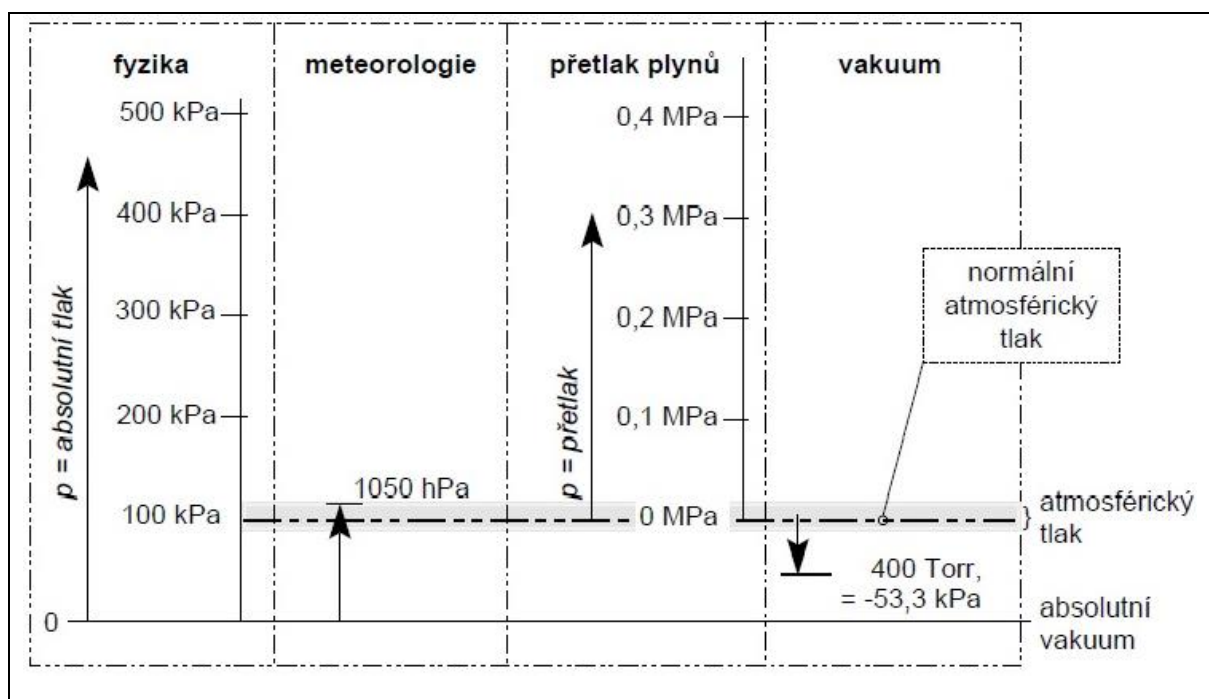
Tabulka 4: Fyzikální veličiny vzduchu[2]

VELIČINA	ZNAČENÍ	JEDNOTKA
Tlak	p	Pa (Pascal)
Teplota	T	K (KELVIN)
Měrný objem	ρ	kg/m ³

1.2.1 Tlak

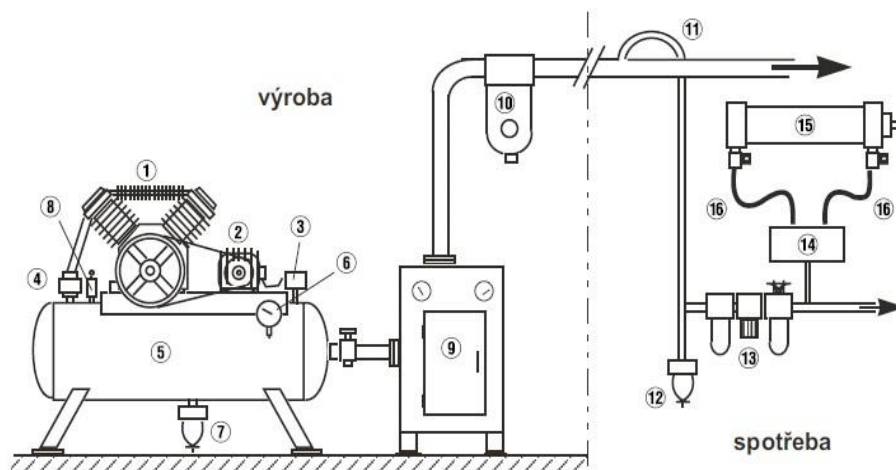
Atmosférický tlak lze definovat jako sílu, kterou působí na jednotku plochy atmosféra planety země. Nejvyšších hodnot atmosférický tlak dosahuje na hladině moře, s rostoucí výškou klesá, není, stály a kolísá na daném místě zemského povrchu. V soustavě jednot SI je atmosférickému tlaku přiřazena jednotka pascal označení Pa. V technické používáme jednotku baru. Tlak nejčastěji měříme pomocí manometrů, aneroidu, pístových měřidel

Tabulka 5: Různé obory a jednotky používané pro měření tlaku



	název jednotky	značka	převod jednotek
nové jednotky tlaku	Pascal	Pa	$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$
	megapascal	MPa	$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa} = 10 \text{ bar}$
	kilopascal	kPa	$1 \text{ kPa} = 1\,000 \text{ Pa}$ $= 10 \text{ mbar}$
	hektopascal	hPa	$1 \text{ hPa} = 100 \text{ Pa} = 1 \text{ mbar}$
staré jednotky tlaku	bar	bar	$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0,1 \text{ MPa}$
	milibar	mbar	$1 \text{ mbar} = 10^{-3} \text{ bar}$ $= 100 \text{ Pa}$
	kilopond na čtverečný centimetr	kp/cm ²	$1 \text{ kp/cm}^2 = 98\,066 \text{ Pa}$ $= 0,981 \text{ bar}$
	metr vodního sloupce	m H ₂ O (m v.s.)	$1 \text{ m H}_2\text{O} = 98\,066 \text{ Pa}$ $= 0,981 \text{ bar}$
	technická atmosféra	at	$1 \text{ at} = 98\,066 \text{ Pa}$ $= 0,981 \text{ bar}$
	fyzikální atmosféra	atm	$1 \text{ atm} = 101\,325 \text{ Pa}$
	Torr (mm rtuťového sloupce)	Torr (mm Hg)	$1 \text{ Torr} = 133,3224 \text{ Pa}$ ($1 \text{ bar} = 750 \text{ Torr}$)
anglosaské jednotky tlaku	libra na čtverečný palec	p.s.i. (lb./sq. in.)	$1 \text{ p.s.i.} = 6\,894,74 \text{ Pa}$ ($1 \text{ bar} = 14,5 \text{ p.s.i.}$)
	libra na čtverečnou stopu	lb./sq. ft.	$1 \text{ lb./sq. Ft.} = 47,8802 \text{ Pa}$

1.3 ZÁKLADNÍ PNEUMATICKÝ OBVOD



Obrázek 3: Základní pneumatický obvod[1]

Součástí obvodu, využívajícího stlačený vzduch jsou pneumatické válce, kyvné pohony, úchopné hlavice a pneumatické motory, které převádí energii stlačeného vzduchu na energii mechanickou, která je využívána k dopravě materiálu, jeho opracování, zajištění jeho polohy atd. K ovládání a řízení těchto pohonů jsou třeba další pneumatické prvky. Jednotky pro úpravu vzduchu, které stlačený vzduch filtrují a zbavují nečistot, regulují jeho tlak, případně jej přimazávají doporučeným olejem. Ventily řídí směr toku proudu vzduchu a tím i směr pohybu pneumatických pohonů a škrticími ventily rychlost proudu vzduchu a tím i rychlost pohybu pneumatických pohonů. [1]

2 VÝBĚR PNEUMATICKÉHO POHONU PRO KONSTRUKCI PNEUMATICKÉHO LISU

Pro vyvození síly pneumatického lisu je nezbytné použít lineární pneumatický pohon pro obecný přehled je ovšem dobré si udělat přehled o všech možnostech pneumatických pohonů.

2.1 PNEUMATICKÉ PRACOVNÍ PRVKY

Pneumatickými prvky jsou používány pro realizaci tří základních pohybů.

- Přímý pohyb (lineární pohyb)
- Kyvný pohyb
- Otočný pohyb



Obrazek 4: Natlačovací přípravek s s pneumatickým válcem (archiv firmy ELVAC a.s.)[3]

Nejčastější využití pneumatických pracovních prvků:

Manipulační technika:

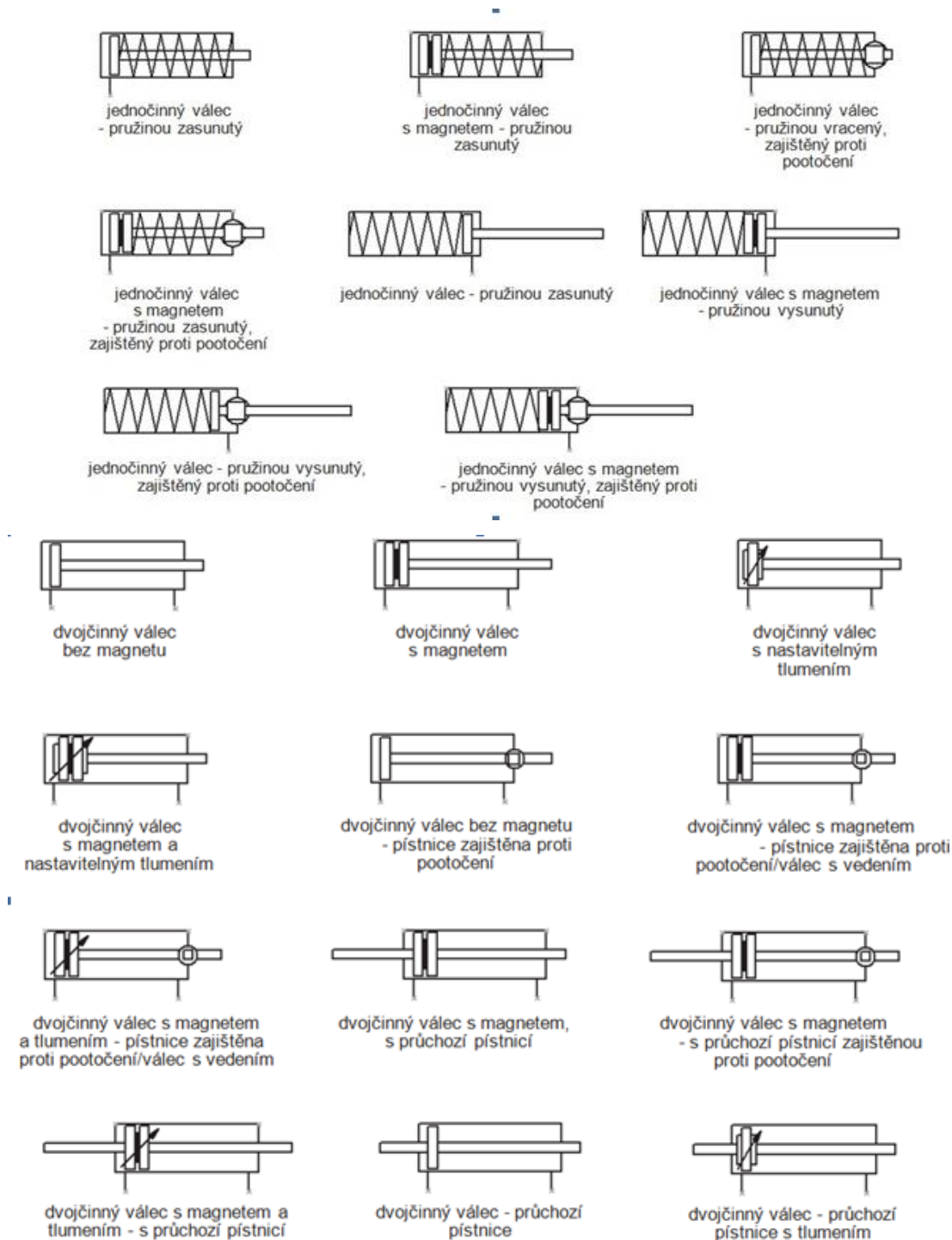
- upínání výrobků a součástí
- posouvání výrobků a součástí
- třídění výrobků a součástí
- rozvětvení toku materiálů

Průmyslové aplikace:

- balení
- plnění
- dávkování
- blokování

- pohon os
- otvírání, zavírání
- doprava materiálu
- řazení a lisování obrobků

Značení pohonů v pneumatických schématech ukazuje obrázek 5.



Obrázek 5: Vybrané schematické značky lineárních pneumatických pohonů.

2.2 PNEUMATICKÉ PRACOVNÍ PRVKY PRO VYVOZENÍ PŘÍMOČARÉHO POHYBU (LINEÁRNÍ POHONY)

Pro transformaci energie stlačeného vzduchu na energii mechanickou (práci) se používají pneumatickými motory. Pohyb válce je řízen prostřednictvím signálu řídicích prvků pneumatického obvodu. Výstupní prvky mohou být použity i jako indikátory.

Rozdělení pneumatických lineárních pracovních prvků:

- pneumatické válce (jednočinné, dvojčinné)
- fluidní sval
- membránový motor
- měchový motor
- hydropneumatické jednotky

2.2.1 Pneumatické válce

Pneumatické válce pracují na principu převodu tlaku stlačeného vzduchu na mechanický pohyb. Výrobky s pneumatickými pohony ukazuje obrázek 6. síla vyvinutá tlakem působí pouze v jednom směru. Podle provedení jí lze využít jako tažnou nebo tlačnou.

Všeobecně dělíme pneumatické válce na:

- pístnicové
- bezpístnicové

Rozdělení pneumatických válců:

- jednočinné
- dvojčinné

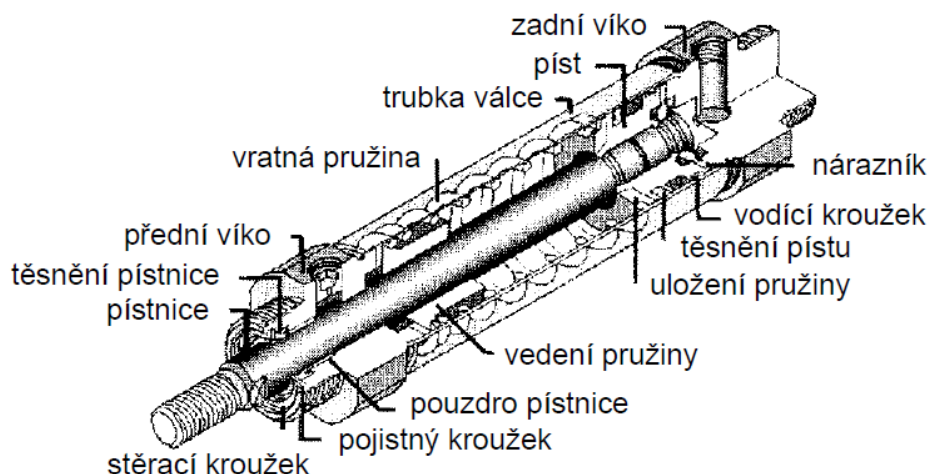


Obrázek 6: Pneumatické pohony

Zdroj: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>

Jednočinné válce

V případě jednočinných přímočarých válců (obr. 7) působí tlakový vzduch pouze na jednu stranu pístu. Zpětný pohyb je realizován silou pružiny nebo jinou vnější silou. Ve srovnání s dvojčinnými pneumatickými válci stejných rozměrů mají menší spotřebu vzduchu. Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, takže využitelná síla je menší o sílu pružiny. Zdvih jednočinných válců bývá od 80 do 100mm. Mezi zvláštní případ provedení jednočinných válců patří také membránové válce.



Obrázek 7: Konstrukce jednočinného pneumatického válce [1]

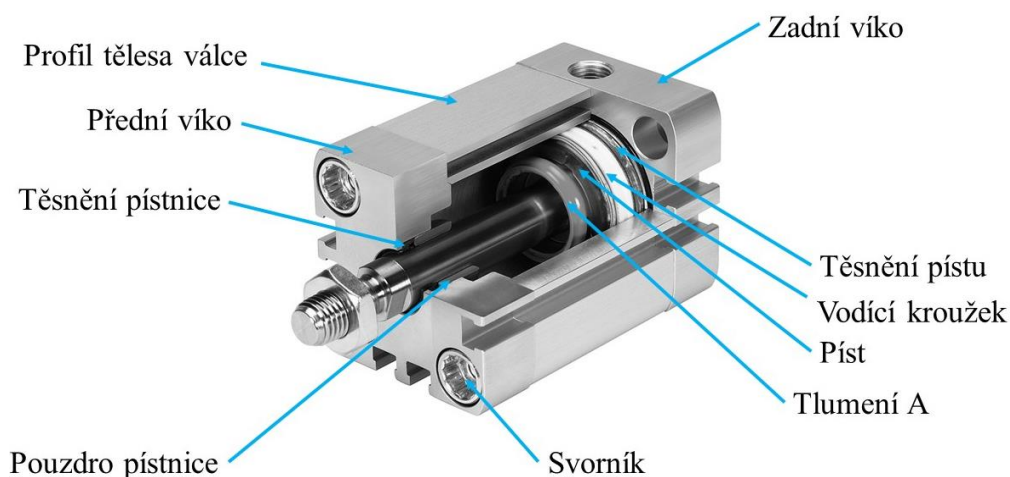
Dvojčinné pneumatické válce

V případě dvojčinných válců síla působí tlakový vzduch na obě strany pístnice v závislosti na konkrétním směru pohybu pístu (dopředný, zpětný). „Zdvih dvojčinných pneumatických válců je teoreticky omezen pouze s ohledem na průhyb a vzpěrnou délku pístnice“.[1]

Princip konstrukce je podobný jako u jednočinných válců neobsahují však pružiny.

Při zpětném pohybu (zasouvání) dvojčinné válce nejsou schopny vyvinout stejnou sílu jako při pohybu dopředu jelikož v tomto případě musíme odečíst z plochy, na kterou působí tlaková síla ještě plochu pístnice, což je nevýhoda při aplikacích kdy je potřeba na obou polohách válce pracovat s rovnoměrným zatížením. V případech, kdy jsou s pístem spojeny velké hmotnosti používá se tlumení pohybu v koncových polohách aby se zamezilo vzniku rázů a případnému poškození válce. Konstrukce tlumení je řešena principu snížení průtoku odfuku. Píst před koncovou polohou uzavře hlavní odfuk a pro odfuk zbytku vzduchu zůstává malý průřez většinou s nastavitelným průtokem, nesmí, však být nikdy uzavřený úplně jinak by píst nedosáhl koncové polohy. Nevýhodou tlumení je ovšem snížená rychlost při zasouvání.

V případě velkých sil a vysokého zrychlení musí být tlumení provedeno pomocí externích tlumičů.



Obrázek 8: Dvojčinný pneumatický válec

Konstrukce Pneumatických válců

Základ tvoří bezešvá tažená trubka z korozivzdorné oceli nebo ze slitin hliníku. Pro snížení tření a opotřebení jsou funkční plochy trubek z hliníkových slitin elektrochemicky vytvrzeny a vyleštěny, pro zvláštní případy se tělesa válců vyrábějí z hliníkových slitin, mosazi nebo oceli s tvrdě chromovanou vodící plochou. Tato zvláštní provedení ovšem nejsou častá.

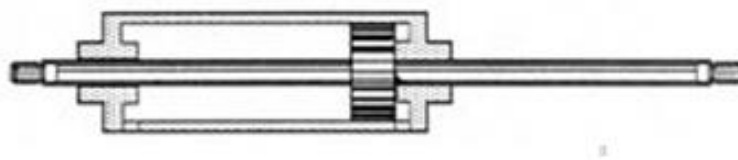
Čela a víka válců jsou většinou odlita z hliníkových slitin. Vzájemná poloha čela, trubky a dna válce je zajištěna stahovacími šrouby. U pneumatických válců menších průměrů může být pro spojení čela a dna válců použit nerozebíratelný spoj, vytvořený několikanásobným lemem trubky do zápchů na čepu čela a dna válce.

Další provedení pneumatických válců

Pneumatické válce s průchozí pístnicí viz. obr. 9, mají pístnici uloženou ve dvou ložiskách. Tato konstrukce je výhodná z hlediska radiálního zatížení pístnice. Průchozí pístnice může být dutá. Dutá pístnice může být využívána k přepravě medii vně válce, dále je možné například připojit vakuum.



Obrázek 9: Válec s průchozí pístnicí [1]



Obrázek 10: Řez pneumatickým válcem s průchozí pístnicí [1]

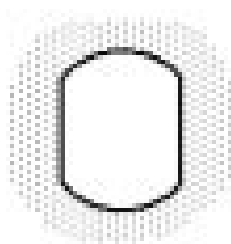
Tento typ pneumatických válců (obr. 9, 10) není citlivý na radiální zatížení pístnice, protože pístnice je uložena ve dvou ložiskách. Síla pneumatického válce je stejná v obou směrech pohybu, protože obě strany pístu mají shodnou plochu.

Válce s pístnicí zajištěnou proti pootočení

Standardní provedení pístnice pneumatických válců má kruhový průřez, takže se pístnice s upevněnou zátěží může v průběhu zdvihu samovolně pootočit. Pokud je třeba zajistit polohu zátěže spojené s pístnicí, pak je třeba použít buď pneumatický válec s externím vedením pístnice, nebo pístnici, jejíž příčný průřez brání jejímu pootočení.

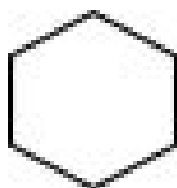
Pro zajištění pístnice proti pootočení se používají dvě provedení:

- pístnice se dvěma vodícími plochami, obr. 11



Obrázek 11: Příčný řez pístnicí se dvěma vodícími plochami. [1]

- šestihranná pístnice se šesti vodícími plochami, obr. 12



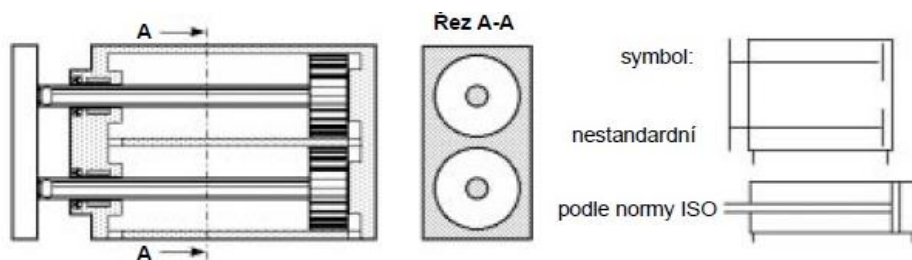
Obrázek 12: Příčný řez šestihrannou pístnicí. [1]

V případě těchto provedení zajištěným proti pootočením je třeba zajisti i ostatní prvky jako jsou vodící pouzdra nebo těsnění s odpovídajícím průřezem. Hlavní funkcí je zajistit polohu. Při dimenzování válce pro danou aplikaci je třeba, aby kroutící moment a síly vyvíjené a pístnicí nepřekročili limitní hodnoty povolené pro daný typ.

Válce se dvěma písty

Toto řešení je vhodné především v aplikacích kde není možné použít z důvodu nedostatku místa válec klasický. Toto provedení se často označuje jako paralelní spojení

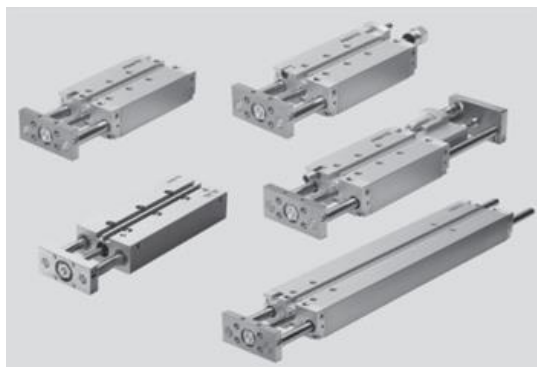
dvou válců. Vzduch přivádíme k oběma pístům. Konstrukce válce k zakotvení ve společné desce a to z důvodu zajištění rozložení zátěže. Válce se dvěma písty mají obdélníkový průřez, obr. 13.



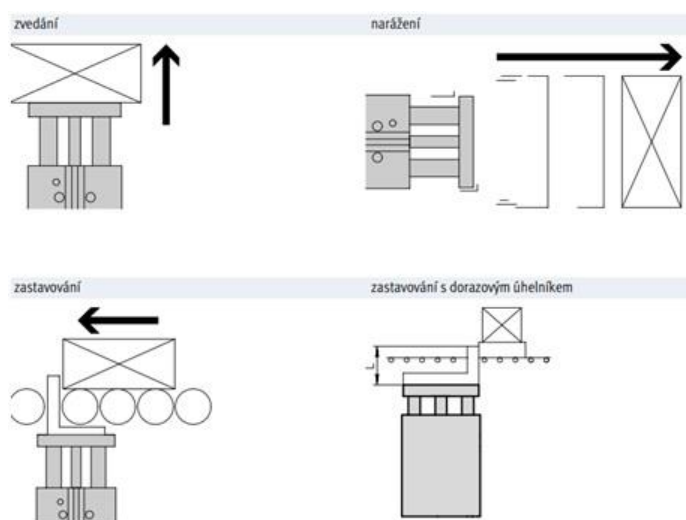
Obrázek 13: Pneumatický válec se dvěma písty[1]

2.2.2 Válce s vedením

Dalším typem válců jsou válce s vedením. Pistnice je spolu s vodícími tyčemi upevněna ke kotvicí desce, čímž je přesně zajištěna vysoká bezpečnost proti pootočení. Zároveň je taky rovnoměrně rozložena zátěž. Vodící tyče jsou uloženy ve vodících pouzdrech čímž je zajištěna schopnost přenášet velké krouticí momenty i při velkých zdvizích.



Obrázek 14: Válce s vedením typu DFM/DFM-B od firmy Festo Zdroj: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DFM_CZ.PDF

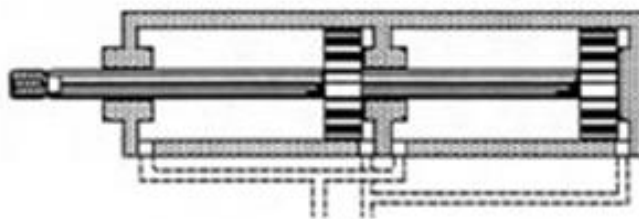


Obrázek 15: Příklady aplikací válce s vedením Zdroj:

https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DFM_CZ.PDF

Tandemové válce

Tandemový válec se skládá ze dvou dvojčinných válců, tuto kombinaci lze označit jako sériové zapojení dvou válců. Pokud přivádíme současně tlakový vzduch k oběma pístům, jsme schopni dosáhnout téměř dvojnásobné síly. Další výhodou je uložení pístnice ve dvou kluzných vedeních což dovoluje i menší boční zatížení pístnice. Tento typ válce se používá v případech, když důvodů zástavbových rozměrů nelze použít například klasický dvojčinný válec.



Obrázek 16: Řez pneumatickým tandemovým válcem [1]

Válec s dvojnásobnou plochou pístu

Další variantou, jak zvýšit sílu válce bez změny zástavbových rozměrů, jsou válce s dvojnásobnou plochou pístu (obr.17). Pístnice je dutá, takže stlačený vzduch je přiváděn jednak plochu pístu ale i na plochu uvnitř duté pístnice. Díky tomuto principu jsme schopni navýšit sílu válce skoro dvojnásobně. “Válec s dvojnásobnou plochou pístu má o 30 % menší zástavbové rozměry, než srovnatelné provedení tandemového válce.” (citace SMC training)[1]



Obrázek 17: Válec s dvojnásobnou plochou pístu [1]

2.2.3 Membránové válce, válce s odvalující se membránou

Membránové válce jsou typem pohonu, funkci pístu u nich přebírá membrána, která je zhotovená z pryže, umělé hmoty nebo kovu. K membráně je v jejím středu centricky připevněna pístnice. Membrána je uchycena svým obvodem v tělese válce.

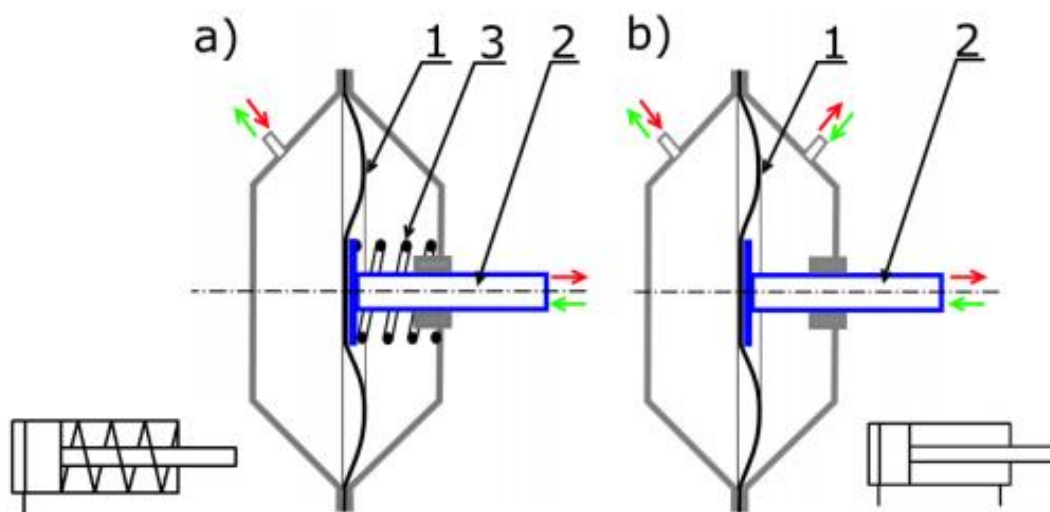
Odpadá u nich těsnění pohyblivých částí, ale roztahováním membrány vzniká tření. Jsou vhodné spíše při malých zdvizech. Princip membránových pneumotorů spočívá v přivedení

stlačeného vzduchu k membráně, která je deformována a vlivem deformace se začne posouvat pístnice, princip ukazuje obrázek 18:

a) jednočinný,

b) dvojčinný.

Kde je číslo 1- membrána, 2- pístnice, 3- pružina.



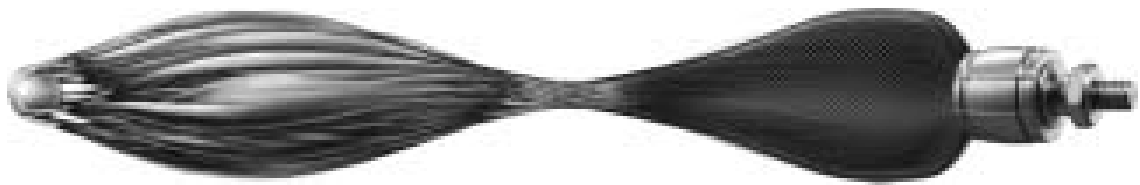
Obrázek 18: Princip membránových pneumotorů

2.2.4 Fluidní sval

Fluidní sval je pneumatický prvek jen vychází z principu podobnému biologickému svalu. Je to tažný pohon, který se skládá s kontrakční hadice a přípojovacích prvků. Membrána hermeticky uzavírá provozní médium. Příze slouží jako výztuha i pro přenos síly. Po přivedení vnitřního tlaku se membrána ve tvaru hadice roztáhne. Tak se vytvoří tažná síla a kontrakce v podélném směru. Maximální užitečná tažná síla je na začátku kontrakce a se zdvihem klesá.“



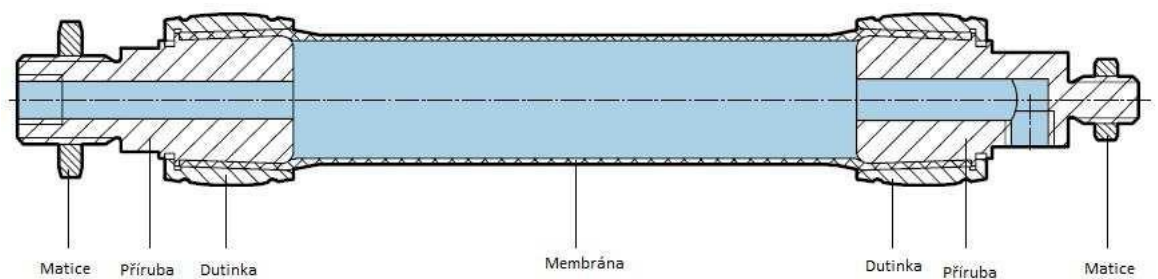
Obrázek 19: Fluidní svaly různých velikostí (stránky Festo)[5]



Obrázek 20: Princip fluidního svalu [5]

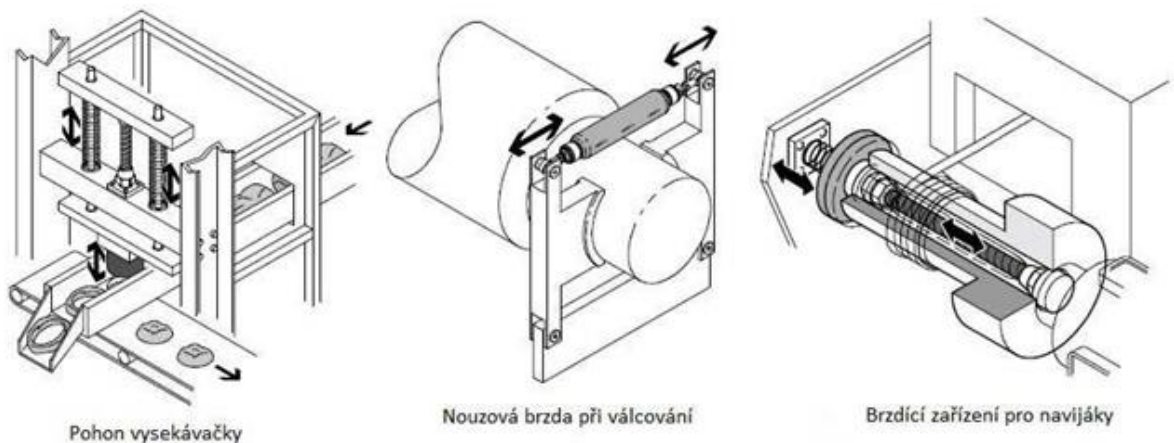
Výhody fluidního svalu:

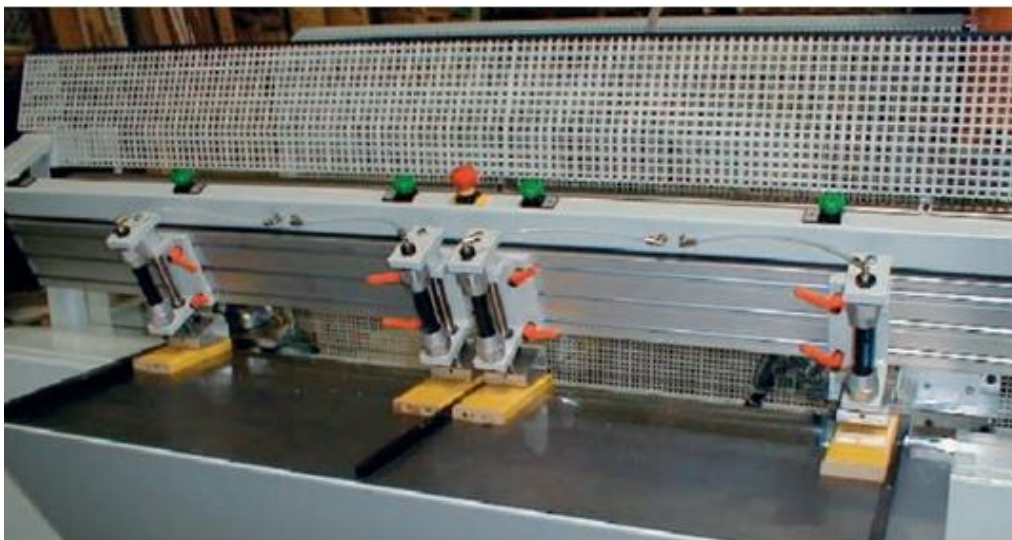
- počáteční síla cca 10xvětší síla než u válců stejných průměrů
- žádné pohybující se mechanické díly
- řízení prvku bez nutnosti snímání počáteční a koncové polohy
- hermetická těsnost konstrukce, ideální vlastnost pro znečištěné prostředí.



Obrázek 21: Konstrukce pneumatického svalu [4]

Příklad použití fluidních svalů v praxi ukazuje obrázek 21[5]





Obrázek 23: Fluidní sval jako upínací prvek dřevozpracujícího stroje[5]

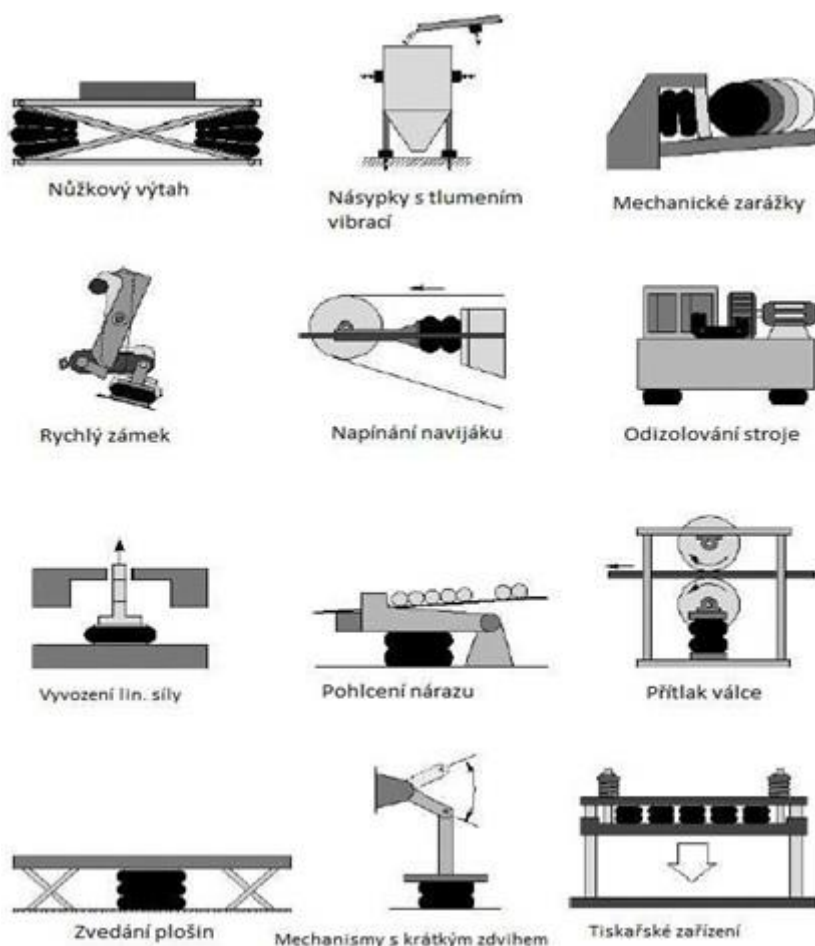
2.2.5 Měchové motory

Měchové motory jsou druhem pneumatických pohonů, jejich aplikace je možná jako prvek pohonu, ale i jako prvek tlumící. Jednoduchá konstrukce se skládá ze dvou kovových desek s žebrovaným pryžovým měchem. Nejsou použity žádné těsnicí prvky a mechanické pohyblivé díly.



Obrázek 24: Měchový motor Festo řady EB [6]

Základní materiálem měchů je neoprenová guma a dvě vrstvy nylonového kordu. Největšího průměru dosahuje měch při stlačení. Síla měchu je závislá na vysunutí. Maximum je při zasunutí, minimum při vysunutí. Limitní zdvih pro jednoduchý měch činí 130 mm a pro zdvojený 293 mm. Pracovní tlaky pro standardní měchové motory se pohybují v rozmezí 2-8bar. Teploty pracovního prostředí pro standardní měchové motory jsou v rozsahu -40° až 70° C



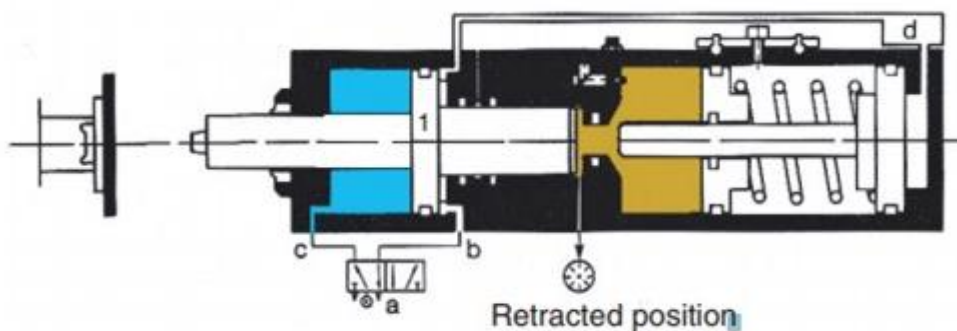
Obrázek 25: Použití měchový motorů [7]

2.2.6 Válce s multiplikátory tlaku TOX

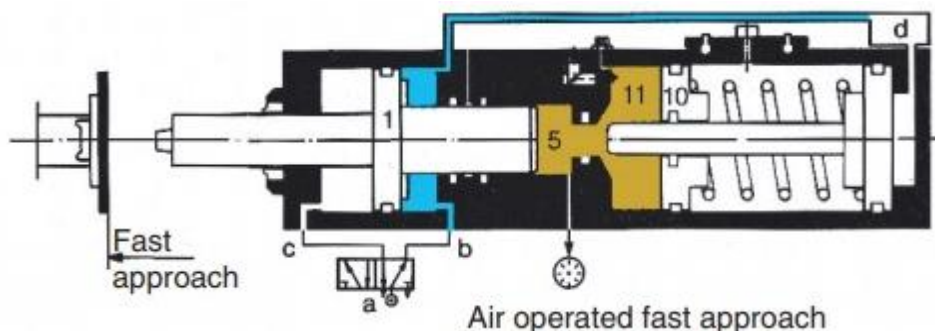
Válce s multiplikátory tlaku se používají v oblastech kde je potřeba velkých sil (až přes 300kN[9]). Princip hydropneumatických válců spočívá v multiplikaci tlaku. Pracovním médiem je vzduch a k multiplikaci se používá hydraulická kapalina.

V základní poloze je válec v klidovém režimu jak ukazuje obrázek 26.

V druhé fázi se přivede vzduch pod pístnici a následně se pístnice začne vysouvat, viz obr 27.

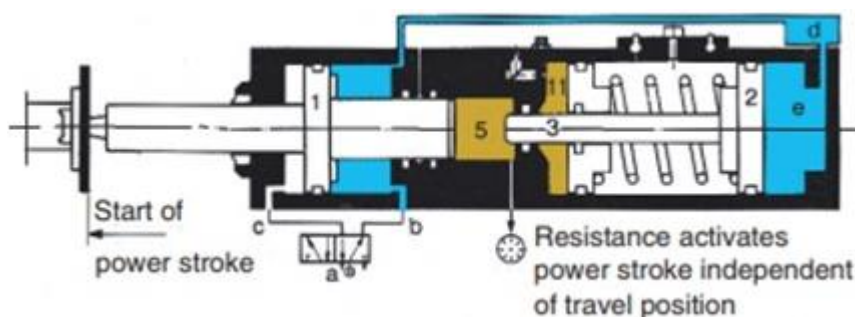


Obrázek 26: Základní pozice hydropneumatického válce [9]



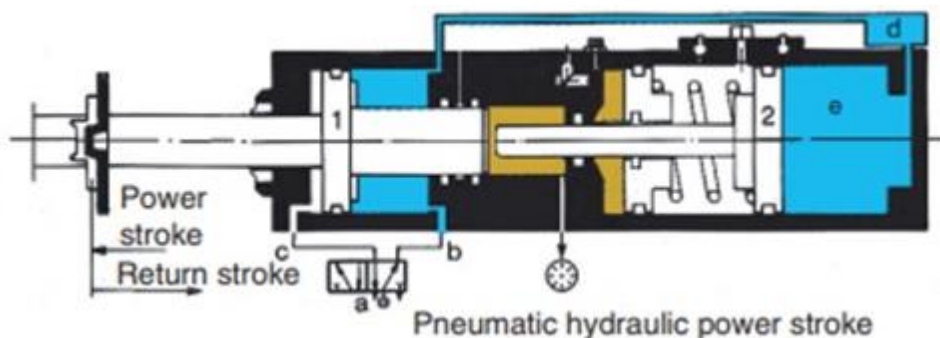
Obrázek 27: Hydropneumatický válec se vzduchem pod pístnicí a [9]

Po dosažení pracovního zdvihu dojde k naplnění první části a následným vysokým nárůstem tlaku dojde k plnění druhé části (viz. obr. 28) a následnému stlačování hydraulické kapaliny čímž je způsoben obrovský nárůst tlaku.



Obrázek 28: Hydropneumatický válec po stlačení hydraulické kapaliny [9]

V poslední fázi dojde k multiplikaci tlaku až na 400Bar a následnému zvýšení silového výkonu hydropneumatického válce (viz. Obr. 29).

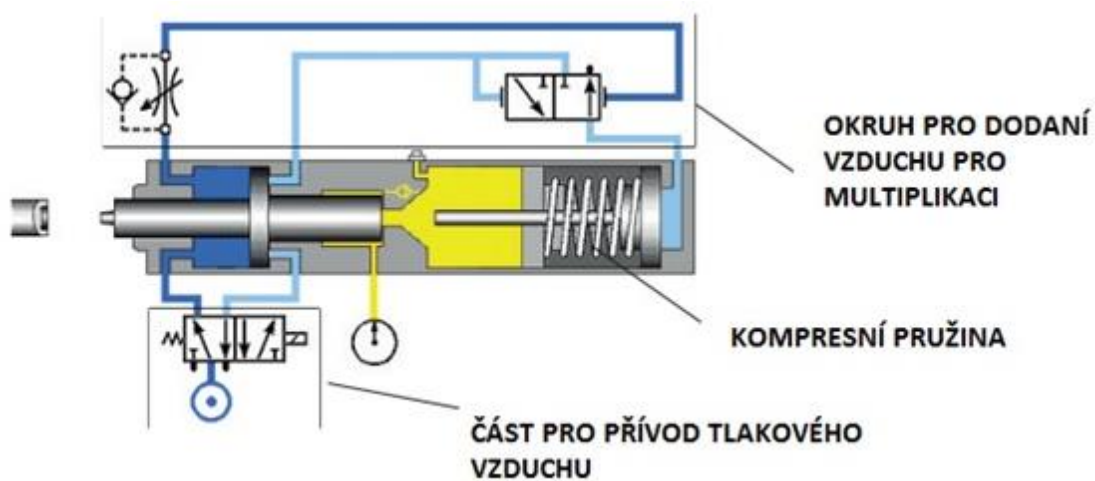


Obrázek 29: Zvýšení silového výkonu hydropneumatického válce[9]

1. KONSTRUKCE HYDROPNEUMATICKÝCH VÁLCŮ

Hydropneumatické válce se skládají pracovních a řídících prvků viz. Obr. 30

Základem je pneumatický válec s oboustrannou pístnicí, u níž je jedna část pístnice pracovní a druhá je napojena na hydraulický obvod pro multiplikaci. V hydraulické části je dále kompresní pružina, díky které je zajištěn automatický návrat do klidové polohy.



Obrázek 30: Konstrukce pneumatického válce [9]



Obrázek 31: Nýtovací přípravek s hydropneumatickou jednotkou TOX [3]

3 VÝBĚR PNEUMATICKÉHO POHONU PRO VYTVOŘENÍ SÍLY 15000N A ZDVIHEM 100MM

Cílem bakalářské práce je návrh Pneumatického lisu vyvozujícího lisovací sílu 15000N a zdvih 100mm řízeného na čistě pneumatickém principu.

V této kapitole se budeme věnovat návrhu pohonu. Nejdůležitější parametr při výběru je síla válce při vysouvání. Síla při zasouvání musí být dimenzována dle maximální váhy nástroje lisu, kterou si stanovují na 15kg.

Vstupní parametry pro návrh

Lisovací síla $F=15000\text{N}$

Tlak v pneumatickém obvodu: $6\text{bar}=0,06\text{MPa}$

Zdvih: 100mm

Váha nástroje: max 15kg

Síla při zasouvání válce $F_z=147\text{N}$

3.1 TEORETICKÝ VÝPOČET PRŮMĚRU VÁLCE

Při výběru válce po výpočtu teoretického průměru je třeba počítat s účinností pneumatického válce, která se pohybuje v rozmezí od 80-95%. Takže je třeba v tabulkách vyráběných válců o průměr výše.

Výpočet teoretického průměru dvojčinného válce:

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{F}{p} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \times 15000}{\pi \cdot 600000}} = 0,145 = 178\text{mm}$$

V oblasti automatizace a jednoúčelových strojů jsou při konstrukci rozhodující dva aspekty a to je vyrobiteľnosť a nahraditeľnosť v závislosti na cene, preto väčšina dodávateľů v priemysle a sériové výrobe, ako je treba automotive, sází na kľúčové hráče, ako jsou korporace SMC a Festo, ktorí zvládnu dané pneumatické prvky dodat za prijateľnou cenu s veľmi krátkým dodacím termínom.

Návrhy řešení pro vyvození síly pneumatického lisu

Při návrhu vycházíme ze tří hlavních aspektů:

Splnění podmínky zadaných parametrů (síla, zdvih)

Konstrukce, zástavbové rozměry

Spotřeba vzduchu

3.1.1 Návrh pohonu dle kritéria zdvihu a síly

Pohony splňující zadané parametry:

Pneumatické válce (síly až 30kN, zdvih přes 100mm)

Měchové motory (síly až 70kN, zdvih až 230mm)

Hydropneumatické jednotky (síly až 2000kN, přes 100mm)

Pohony nesplňující zadané parametry:

Fluidní svaly (síla maximálně 6kN)

Membránové motory (síla v závislosti na zdvihu je u těchto prvků proměnlivá)

3.1.2 Návrh pohonu dle konstrukce a zástavbových rozměrů

Pohony splňující požadavky:

- Pneumatické válce - vyhovují konstrukci, možnosti uchycení, pokud na to je dimenzována konstrukce válce je možné použít i multiplikátory tlaku.
- Hydropneumatické jednotky - konstrukce a zástavbové rozměry jsou podobné jako u pneumatických válců.

Pohony nesplňující zadané parametry:

- Měchové motory - Nevhovují konstrukci, pro danou sílu je potřeba velkých rozměrů (jednočinný měch má až průměr až 300mm pro zadanou sílu a zdvih)

3.1.3 Určení užšího výběru pohonu

Dle předchozích kapitol (3.1.1 a 3.1.2) jsem vylučovací metodou dle zadaných kritérií vybral následující pohony. Pro konkrétní aplikaci a finální výběr je nyní třeba vybrat již konkrétní standardně vyráběné pohony, tyto pohony dále zhodnotíme dle jednoho s nejdůležitějších kritérií a to je spotřeba vzduchu.

Pneumatické válce: Dvojčinný válec

Dvojčinný válec s multiplikátorem tlaku

Tandemový válec

Hydropneumatické jednotky: Hydropneumatický válec TOX

3.1.4 Výběr dvojčinného válce

Dle výpočtu teoretického průměru válce dle kapitoly 3.1 volím válce dle normy řádu vyšší, než vyšel výpočet ($D_{teor.} = 178mm$) a to $D=\varnothing 200mm$

Dle online katalogu volím válec od výrobce FESTO válec typu **DSBG-200-100-PPV-32LB2**

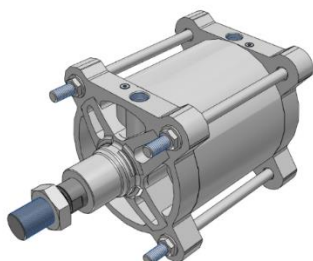
Parametry válce:

Průměr pístu: Ø200mm

Tlumení: nastavitelné v obou polohách

Zdvih: 100mm

Průměr pístnice: Ø40mm

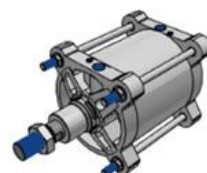


Objednací kód:
DSBG-200-100-PPV-32LB2

Celková cena: 17504,79 CZK

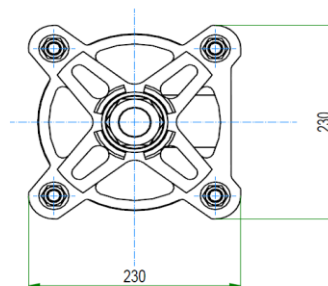
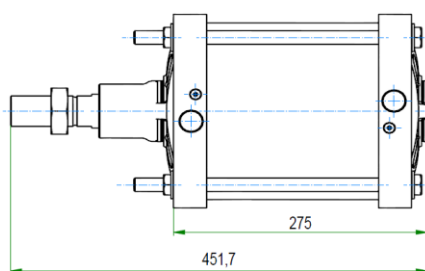
datum dodání: 3.6.19

katalogový list
dokumentace
CAD/EPLAN



Obrázek 32: Válec DSBG-200-100-PPV-32LB2 výstřižek z konfiguratoru

Zdroj: <https://www.festo.com> konfigurator výrobků.



Obrázek 33: Hlavní rozměry válce v zasunutém stavu DSBG-200-100-PPV-32LB2

Zdroj: konfigurator výrobku: <https://www.festo.com>

Výpočet spotřeby vzduchu dvojčinného válce:

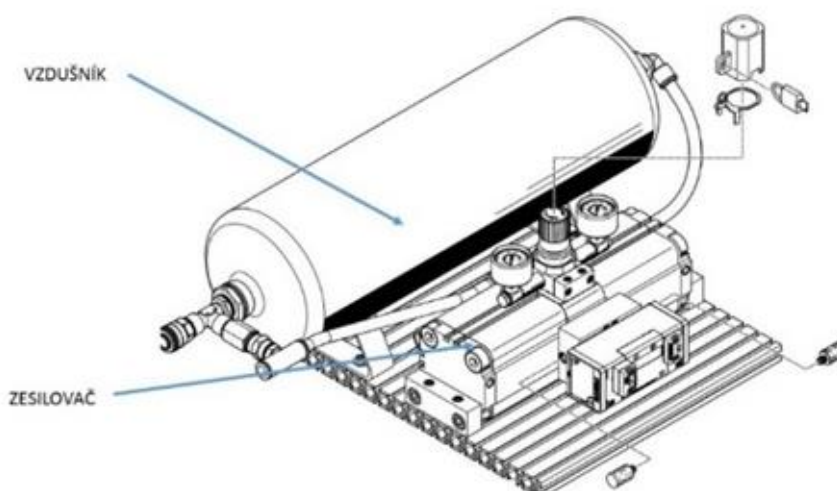
$$V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} H \right) \cdot \frac{p_{abs}}{p_n}$$
$$V = \left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 0,1 + \frac{\pi \cdot (0,2^2 - 0,04^2)}{4} \cdot 0,1 \right) \cdot \frac{701325}{101325}$$
$$V = 0,042 m^3$$

Parametr	Hodnota
zdvih	100 mm
průměr pístu	200 mm
závit na pístnici	M36x2
druh výrobku	DSBG
vychází z norem	vychází z ISO 15552
tlumení	nastavitelné pneumatické tlumení na obou stranách
montážní poloha	libovol.
konstrukční výstavba	píst pístnice svorník trubka válce
Provozní tlak	0,6 ... 10,0 bar
činnost	dvočinn.
provozní médium	stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
upozornění k provoznímu/řídícímu médiu	mazaný provoz je možný (od mazání pak již nelze upustit!)
třída odolnosti korozi KBK	1 - silné nároky na odolnost korozi
okolní teplota	0 ... 80 °C
teoretická síla při 6 barech, chod vzad	18096 N
teoretická síla při 6 barech, chod vpřed	18850 N
pohybující se hmotnost	5348 g
přírůstek hmotnosti na 10 mm zdvihu	97 g
základní hmotnost při zdvihu 0 mm	15493 g
přírůstek pohybující se hmotnosti na 10 mm zdvihu	249 g
materiál tělesa	ve shodě s ROHS
materiál krytu	hliníkový tlakový odlitek / hliníkový odlitek potaženo
materiál trubky válce	tvárná slitina hliníku hladce eloxováno

Tabulka 6: Parametry válce DSBG-200-100-PPV-32LB2 Zdroj: <https://www.festo.com>
konfigurator výrobků

DVOJČINNÝ VÁLEC SE ZESILOVAČEM TLAKU

Zesilovač tlaku je tlakový převodník se dvěma písty, které dokážou až zdvojnásobit vstupní tlak. V případě potřeby snížení zástavbových rozměrů je možné použít válec menšího průměru s multiplikátorem tlaku. V takovém případě ovšem musí být válec konstrukčně dimenzován na vyšší tlak i vyšší vyvinutou sílu. Rozměry samotného pohonu se sice zmenší, ovšem kvůli výkyvům tlaku musíme použít vzdušník. Vzdušník má za úkol vyrovnávat pulzy vytvořené zesilovačem tlaku. Pro danou aplikaci volím zesilovač tlaku DPA-63-16-CRVZS10 který je dodáván i se vzdušníkem.



Obrázek 34: zesilovač tlaku DPA-63-16-CRVZS10 se vzdušníkem.

Tabulka 7: Parametry zesilovače obsahující údaj o ceně (konfigurator Festo)

Zdroj: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DPA_CZ.PDF

parametr	hodnota
datum odeslání	21.06.2019
cena netto	54 279,08 CZK / ks
průměr pístu	100 mm
objem	20 l
montážní poloha	odpouštění kondenzátu směrem dolů
konstrukce	zesilovač tlaku se dvěma písty se zásobníkem stlačeného vzduchu s manometrem se zpětným ventilem
ukazatel tlaku	s manometrem
výstupní tlak 2	4 ... 16 bar
provozní tlak	2 ... 8 bar
rozsah řízeného tlaku	4 ... 16 bar
vstupní tlak 1	2 ... 8 bar
provozní médium	stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010 [7:3:4]
upozornění pro provozní a ovládací médium	provoz s přímazáváním olejem není možný
značka CE (viz prohlášení o shodě)	podle směrnice EU pro zařízení s tlakem
třída odolnosti korozi KBK	2 - mírné nároky na odolnost korozi
skladovací teplota	5 ... 60 °C
okolní teplota	5 ... 60 °C
max. úťahovací moment pro odpouštění kondenzátu	27 Nm
hmotnost výrobku	30,000 g
typ upevnění	s kamenem do drážky
připojení pneumatiky 1	QS-16
připojení pneumatiky 2	KD4
připojení pneumatiky 3	tlumič hluku
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS
materiál zásobníku na stlačený vzduch	vysoce legovaná nerezová ocel

Provozní tlak zesilovače volím 10bar což znamená, že budeme tlak multiplikovat o 4bary.

Výpočet teoretické velikosti pístu pro tlak 10bar a sílu 15000N:

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{F}{p} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \times 15000}{\pi \cdot 1000000}} = 0,138 = 138\text{mm}$$

Pro tuto aplikaci tedy volím válec DSBG-160-100-P-32LB2 od výrobce Festo

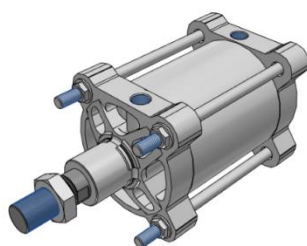
Válec typu DSBG normy ISO 15552 tyto válce, jež jsou dimenzovány až na tlak 10bar což splňuje naše parametry.

Průměr pístu: Ø160mm

Průměr pístnice: Ø40mm

Zdvih: 100mm

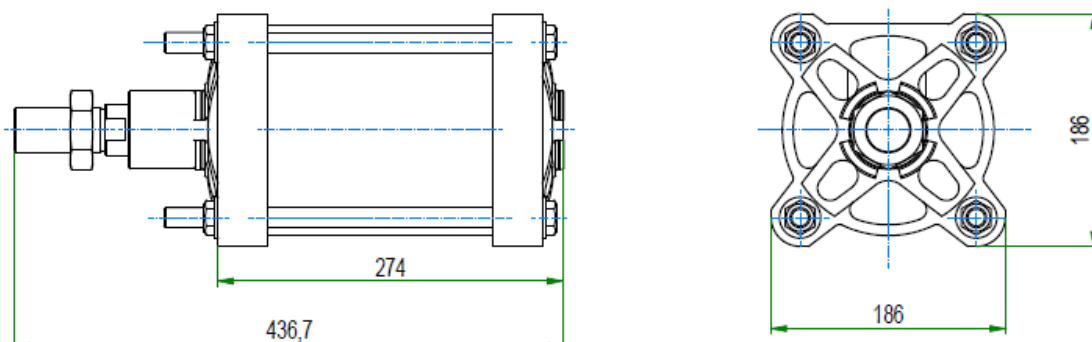
Tlumení: nastavitelné v obou polohách



Obrázek 35: Válec DSBG-160-100-P-32LB2

Zdroj: <https://www.festo.com> konfigurator výrobků





Obrázek 36: Hlavní rozměry válce DSBG-160-100-P-32LB2

Zdroj: konfigurátor výrobku: <https://www.festo.com>

Výpočet spotřeby dvojčinného válce se zesilovačem tlaku:

Počítáme s faktem, že zesilovač tlaku nám zdvojnásobí spotřebu vzduchu.

$$V = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{4} \cdot H + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} H \right) \cdot \frac{p_{abs}}{p_n}$$

$$V = \left(2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,16^2}{4} \cdot 0,1 + \frac{\pi \cdot (0,16^2 - 0,04^2)}{4} \cdot 0,1 \right) \right) \cdot \frac{1101325}{101325}$$

$$V = 0,084 m^3$$

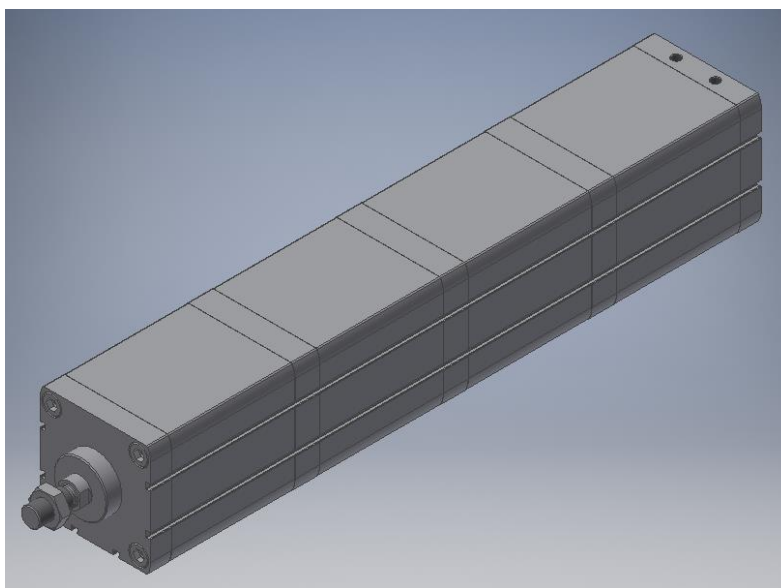
Tabulka 7: Parametry zesilovače obsahující údaj o ceně (konfigurátor Festo)

Ø pístu	160mm
zdvih	100 mm
zkratka typového označení	DSBG
tlumení	pneumatic cushioning, adjustable at both ends
montážní poloha	libovol.
konstrukční výstavba	píst pístnice táhlo, trubka válce
Provozní tlak	0.6 ... 10.0 bar
činnost	dvojčín.
provozní médium	stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
upozornění k provoznímu/řídícímu médiu	mazaný provoz je možný (od mazání pak již nelze upustit!)
třída odolnosti korozi KBK	1 - silné nároky na odolnost korozi
okolní teplota	-20 ... 80 °C
teoretická síla při 6 barech, chod vzad	11310 N
teoretická síla při 6 barech, chod vpřed	12064 N
způsob upevnění	s vnitřním závitem s příslušenstvím volitelně:
připojení pneumatiky	G3/4
upozornění k materiálu	ve shodě s ROHS
materiál tělesa	hliníkový tlakový odlitek nebo odlitek z hliníku
materiál krytu	vysoce legovaná ocel, nerez
materiál trubky válce	Wrought aluminium alloy, smooth anodised

3.2 TANDEMOVÝ VÁLEC

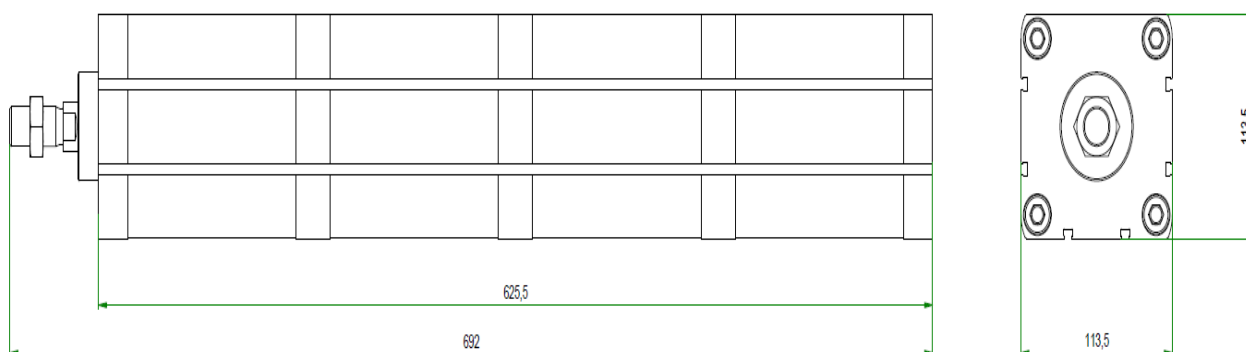
Jako třetí posuzovanou variantu volím tandemový válec. Válec budu volit dle normy ISO 6431. Dle katalogu výrobce volím čtyřkomorový tandemový válec FESTO ADN-100-100-A-P-A-4N. Průměr pístu $D=100\text{mm}$ a průměr pístnice $D_p=40\text{mm}$

Pro dopředený pohyb jsou využívány všechny tři komory pro návrat do základní polohy, je však používána pouze jedna komora, což snižuje návratovou sílu. Síla při dopředeném pohybu je $F=18281\text{N}$ síla při zpětném tahu je 4417N . Tandemový válec nám nevýrazně zvýší výšku válce oproti klasickému dvojčinnému stejné síly, avšak půdorysné rozměry se díky zmenšení pístu výrazně sníží.



Obrázek 37: Tandemový válec FESTO ADN-100-100-A-P-A-4N

Zdroj: konfigurator výrobku: <https://www.festo.com>)



Obrázek 38: Hlavní rozměry tandemového válce válec FESTO ADN-100-100-A-P-A-4N

Zdroj: <https://www.festo.com> konfigurator výrobků

Tabulka 8: Parametry tandemového válce FESTO ADNH-100-100-A-P-A-4N s údaji o ceně

parametr	hodnota
zdvih	100mm
počet komor	4
průměr pístu	100 mm
průměr pístnice	0mm
podle normy	ISO 21287
tlumení	P: pružné tlumicí kroužky/desky na obou stranách
montážní poloha	libovol.
provozní režim	dvojčinný
snímání polohy	pro čidla
cena	19 064,28 CZK / ks
provozní tlak	0.6 ... 10 bar
provozní médium	stlačený vzduch podle ISO8573-1:2010 [7:4:4]
upozornění pro provozní a ovládací médium	provoz s přímazáváním olejem je možný (v jiných režimech se vyžaduje)
třída odolnosti korozi KBK	2 - mírné nároky na odolnost korozi
okolní teplota	-20 ... 120 °C
teoretická síla při 6 barech, zpětný chod	4,417 N
teoretická síla při 6 barech, dopředný chod	18,281 N
typ upevnění	dle volby: vnitřním závitem příslušenstvím
připojení pneumatiky	G1/8
upozornění k materiálu	ve shodě s RoHS
materiál krytu	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
materiál těsnění	TPE-U(PU)
materiál tělesa	hliník legovaný pro tvárění eloxovaný
materiál pístnice	vysoce legovaná ocel

Výpočet spotřeby vzduchu pro zadaný tandemový válec:

$$V = \left(3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot H \right) \right) + \left(\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \right) + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot H \right) \cdot \frac{p_{abs}}{p_n}$$

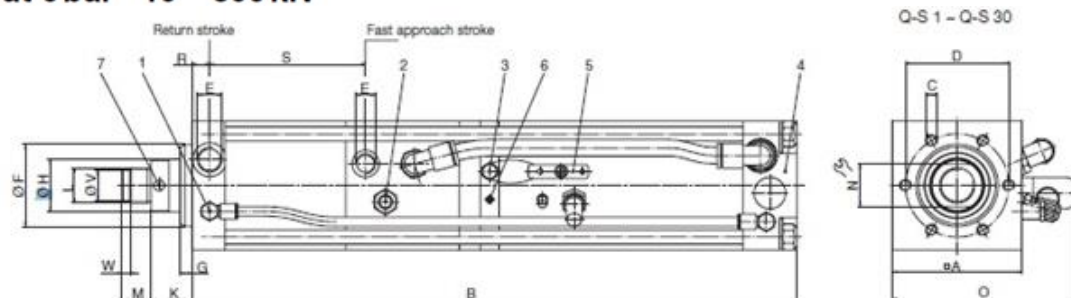
$$V = \left(3 \cdot \left(\frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,025^2)}{4} \cdot H \right) \right) + \left(\left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,1 \right) + \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,025^2)}{4} \cdot 0,1 \right) \cdot \frac{701325}{101325}$$

$$V = 0,026m^3$$

3.3 HYDROPNEUMATICKÉ JEDNOTKY TOX

Pro danou aplikaci je možné vybrat válec TOX volím válec TOX ten má stejně jako tandemový válec menší půdorysné rozměry oproti klasickému dvojčinnému válci ovšem opět na úkor délky.

TOX®-Powerpackage line-Q type S at 6bar 10 – 300 kN



Order no.	type	inclu- total stroke power stroke	max. press force kN	fast appro- ach force N	return stro- ke force N	A	B	C	D	E	F ₁	G	H	K	L	M	N	O	R	S	V _{ge}	W	* IV
Q-S 001.030.100.		22	11.6	1400	1450	70	738	6xM8x12	54	G1/4	40	9	20	26.0	M16x1.5	15	17	104	13.0	166.0	-	-	x
Q-S 002.030.100.		12	16.5	1400	1450	70	738	6xM8x12	54	G1/4	40	9	20	26.0	M16x1.5	15	17	104	13.0	166.0	-	-	x
Q-S 004.030.100.		12	39.9	1700	1900	85	821	6xM8x15	64	G3/8	50	10	30	28.5	M22x2	20	24	124	14.0	175.0	18	7	x
Q-S 008.030.100.		12	76.4	3200	3250	110	941	6xM10x16	88	G1/2	70	9	45	35.0	M30x2	25	36	165	15.0	183.0	26	7	x
Q-S 015.030.100.		12	130.4	4500	5350	135	978	6xM16x25	100	G1/2	75	15	50	36.0	M30x2	25	41	175	17.5	184.5	26	7	x
Q-S 030.030.100.		12	283.9	6600	9150	170	1207	6xM20x30	132	G3/4	100	17	56	47.0	M39x2	35	50	232**	20.0	236.0	-	-	-

* IV: integrated sequence valve

** Series with external sequence valve approach/power stroke

Dimensions in mm

* IV: integrated sequence valve

** Series with external sequence valve approach/power stroke

Dimensions in mm

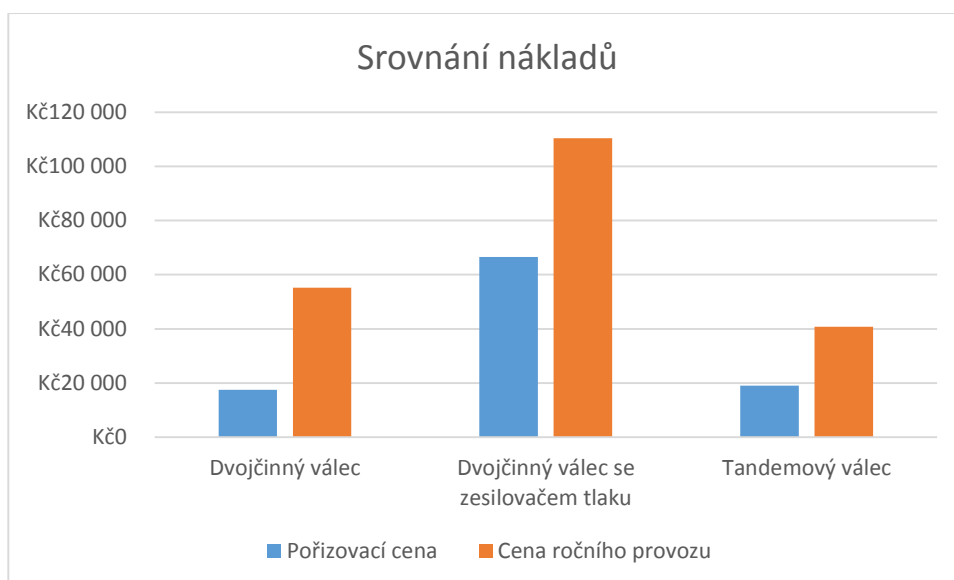
Obrázek 39: zvolený hydropneumatický válec [9]

Navržený obvod má být na řízení čistě pneumaticky. Válce TOX ovšem pracují na principu indikace pro návrat z tlaku hydraulické části. Výrobce dodává standardně snímače tlaku, kterými lze přes PLC řídit návrat válce. Toto řešení ovšem neodpovídá zadání protože řízení by se v tomto případě stalo elektro-pneumatické.

3.3.1 Konečný výběr pohonu

V závěrečném porovnání srovnám vypočtené ceny spotřeby, pořizovací ceny pohonu na základě získaných údajů ze stránek společnosti Festo. Stlačení 1 m³ vzduchu stojí cca. 4kč[11]. Budeme počítat se zatížením lisu 300 zdvíhu/směna v nepřetržitém provozu.

	Spotřeba vzduchu na zdvih v m ³	Pořizovací cena	Cena denního provozu	Cena ročního provozu
Dvojčinný válec	0,042	17 504 Kč	151,20 Kč	55 188,00 Kč
Dvojčinný válec se zesilovačem tlaku	0,084	66 489 Kč	302,40 Kč	110 376,00 Kč
Tandemový válec	0,031	19 064 Kč	93,60 Kč	34164,00 Kč

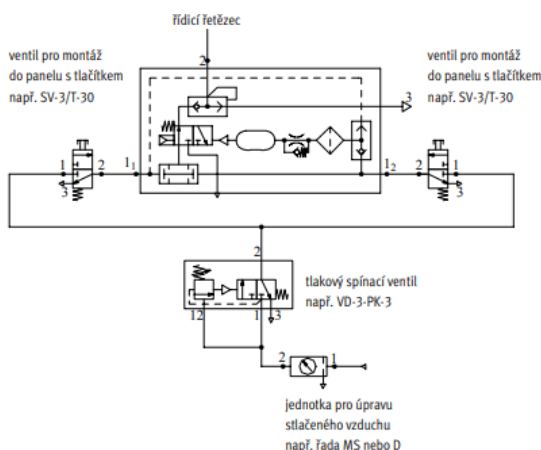


Tabulka 9 Výsledné hodnoty k porovnání

Na základě porovnávaných pohonů volím pro návrh obvodu dvojitý válec. Z důvodu nejjednodušší konstrukce, nejmenších zástavbových rozměrů a přijatelné spotřeby pro aplikaci tedy volím válec DSBG-200-100-PPV-32LB2 od výrobce Festo.

4 NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU A OVĚŘENÍ FUNKCE

Základem pro návrh lisu je Evropská bezpečnostní norma EN524 která se zabývá bezpečností pracovníků. Na základě toho bude návrh vycházet z dvou tlačítek a bloku obouručního spouštění. Výstup signálu z bloku dvouručního ústění pokud jsou oba signály tlačítek aktivní viz. Obr. 38.



Obr. 40. Blok dvouručního spouštění příklad zapojení

4.1 NÁVRH PNEUMATICKÉHO OBVODU

Pneumatické schéma viz Příloha č.: 1.

Funkcí pneumatického schématu je řízení dvojčinného válce. Řízení bude realizováno pomocí bloku obouručního spouštění, které přes bistabilní 5/2 ventil bude řídit hlavní monostabilní 5/3 ventil odvětranou střední polohou. Obvod je navržen tak aby dopředný i zpětný pohyb byl realizován tlačítky obouručního spouštění. V případě ztráty signálu z bloku obouručního spouštění se vlivem střední polohy 5/3 ventilu pístnice zastaví v aktuální poloze. Jelikož u šoupátkového ventilu vznikají při používání vůle a netěsnosti nelze zamknutí válce řešit uzavřenou středovou polohu 5/3 bistabilního ventilu ale je třeba použít řízený zpětný ventil, který zapojíme jako pneumatický zámek. Návrat do počáteční polohy a spouštění je realizováno pomocí koncových spínačů. V rámci realizace v laboratoři jsem koncové spínače napojil na pístnici, při realizaci lisu by ovšem impuls pro řídicí signál šel získávat například z nástroje lisu. Návratový signál prochází přes časové relé které má funkci zpozdít signál aby při konci zdvihu lis tlačil nastavenou dobu. Pro nouzový návrat do koncové polohy je přidán 3/2 ventil který je napojen na řídicí větev 5/3 ventilu přes logický prvek OR.



Obr. 41. Realizace obvodu v laboratoři VŠB-TUO

Seznam prvků použitých při laboratorním ověření funkce:

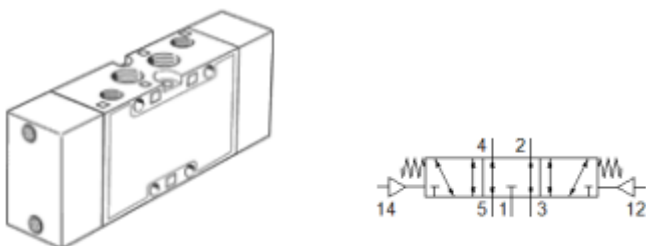
- | | |
|---|----------|
| • dvojčinný pneumatický válec s nastavitelným tlumením | 1A |
| • pneumaticky ovládaný monostabilní 5/3 rozvaděč | 1V1 |
| • pneumaticky ovládaný bistabilní 5/2 rozvaděč | 1V2 |
| • pneumaticky ovládaný monostabilní 3/2 rozvaděč | 1V3 |
| • vzduchem ovládaný zpětný škrťací ventil | 1V4, 1V5 |
| • časové relé | 1V6 |
| • logický prvek OR | 1V7 |
| • blok obouručního spouštění | 1V8 |
| • mechanicky ovládaný 3/2 rozvaděč (tlačítko ovládací) | 1S1, 1S2 |
| • mechanicky ovládaný 3/2 rozvaděč (koncový spínač) | 1S3, 1S4 |
| • mechanicky ovládaný 3/2 rozvaděč (návrátové tlačítko) | 1S5 |
| • rozvod stlačeného vzduchu | OZ1 |
| • jednotka na úpravu vzduchu | OZ2 |

4.2 SPECIFIKACE PRVKŮ

1A- dvojčinný pneumatický válec s nastavitelným tlumením:

Specifikace prvku dle podkapitoly 3.1.4

1V1- Pro řízení válce 1A je použit pneumatický ventil výrobce FESTO VL-5/3E-1/4-B ve střední poloze odvětrávaný.



Obr. 40 VL-5/3E-1/4-B ventil a schematická značka prvku

Zdroj: konfigurátor výrobku <https://www.festo.com>

Typ ovládání: pneumatický

Typ návratu do původní polohy: mechanická pružina

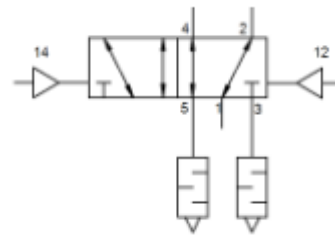
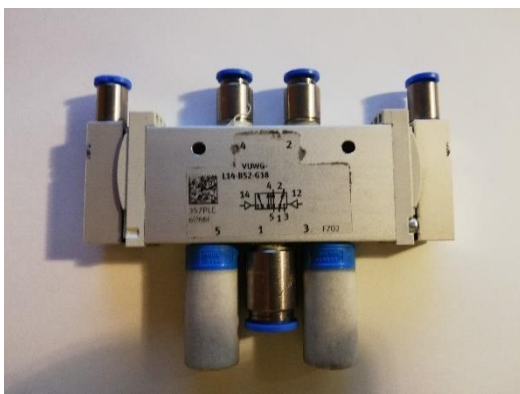
Provozní tlak: 0,9-10bar

Připojení řídicího tlaku: Q1/8

Připojení pneumatiky: Q1/4

Normální jmenovitý průtok: 1,600 l/min

1V2- Pro řízení ventilu 1V1 je použit bistabilní pneumaticky řízený 5/2 ventil FESTO VUWG-L14-B52-G18-U

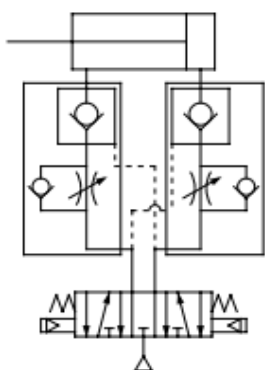


Obr. 41 VUWG-L14-B52-G18-U ventil a schematická značka prvku

Zdroj: konfigurátor výrobku <https://www.festo.com>

1V3- Pro řízení 5/2 ventilu a návratového signálu je použit 5/2 rozvaděč se zaslepeným vstupem čímž překombinuje tento rozvaděč na 3/2 rozvaděč. Pro tuto aplikaci je použit ventil výrobce Festo VUWS-L20-M32U-M-G18

1V4, 1V5- Vzduchem ovládaný zpětný škrťací ASP430F-F02 výrobce SMC- ventil má funkci regulace průtoku a dále v zapojení viz obr. 42 má funkci pneumatického zámku. V momentě kdy spustíme ruce z obouručního spouštění v průběhu zdvihu zůstane válec zastavený v aktuální poloze.



Obr. 42 Zapojení pneumatického zámku

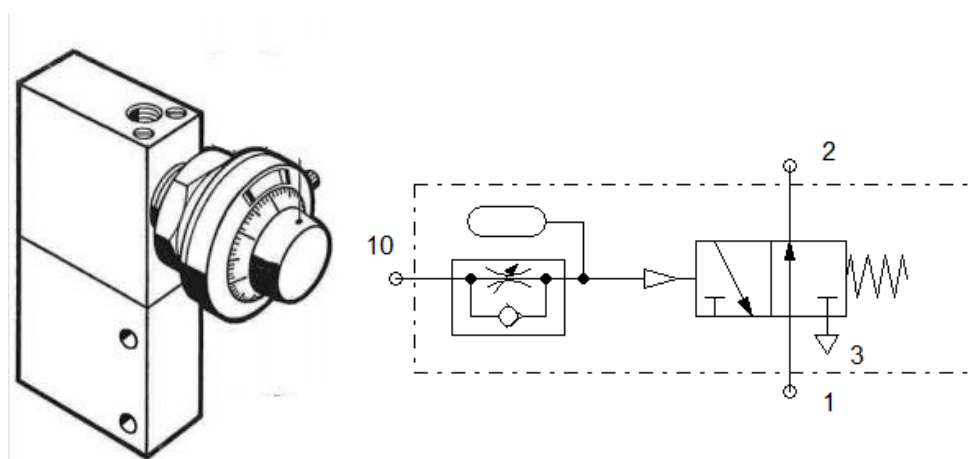


Obr. 43 ventily ASP

Zdroj:

https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/digital_catalog_2/jsp/view_features_list.jsp?dc_product_id=38677

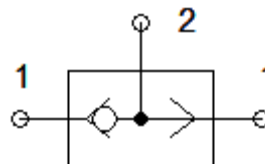
1V6- Časové relé VZA-3-1/4 je prvek pro zpoždění signálu, v daném pneumatickém obvodu má za úkol zpozdit návratový signál aby pístnice ve vysunutém stavu tlačila po nastavitelný časový interval.



Obr. 44 časové relé VZA-3-1/4 se schematickou značkou

Zdroj: konfigurator výrobku <https://www.festo.com>

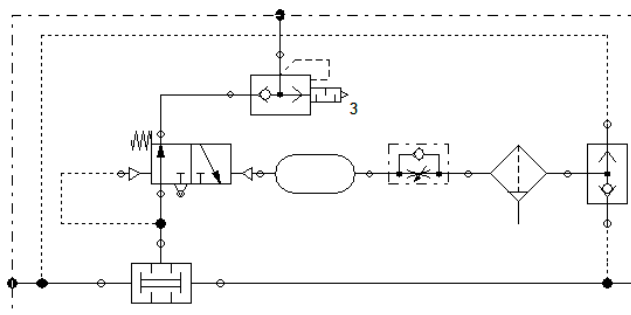
1V7- logický prvek OR OS-1/8-B- od výrobce FESTO má daném pneumatickém obvodu má funkci přepnout přepnutí návratové větve na signál s návratového tlačítka 1SP.



Obr 44. Logický prvek OR se schématickou značkou

Zdroj: konfigurator výrobku <https://www.festo.com>

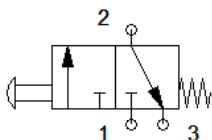
1V8- Blok obouručního spouštění výrobce FESTO typu ZSB-1/8-B je ovládací prvek který Blok ZSB sepne jen tehdy, když jsou současně, v rozmezí max. 0,5 sekundy, napájeny oba vstupy. Pneumatický blok dvouručního ovládání je bezpečnostní díl podle směrnice EU pro strojní zařízení. Odpovídá kategorii 1, PL „c“ dle normy EN ISO 13849-1 příp. typu III A dle EN 574.



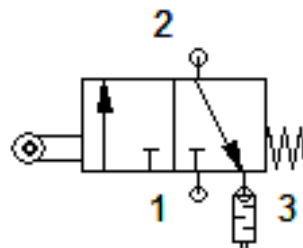
Obr. 45 blok obouručního ZSB-1/8-B spouštění se schématickou značkou

Zdroj: konfigurator výrobku <https://www.festo.com>

1S5- Je totožný prvek s prvky **1S1,1S2** slouží ovšem k návratu válce do počáteční polohy.



Zdroj: konfigurátor výrobku <https://www.festo.com>



Zdroj: konfigurátor výrobku <https://www.festo.com>

QS-G1/4-10-I má v obvode funkciu reguláciu tlaku a filtráciu na začiatku pneumatického obvodu.

5 ZÁVĚR

Cílem mé bakalářské práce bylo vypracovat návrh pneumatického lisu navrženého na čistě pneumatickém řízení. V úvodu jsou probrány možnosti pro vyvození lisovací síly stlačeným vzduchem. V další části jsou vybrány pneumatické prvky a porovnány z hlediska síly, spotřeby vzduchu, konstrukce a pořizovací ceny. Po zhodnocení jednotlivých je proveden finální výběr pohonu lisu a vytvořen návrh pneumatického obvodu. Při návrhu jsou zohledňovány bezpečnostní nároky na provoz lisů. Dále práce obsahuje výkres kompletního pneumatického obvodu, jehož funkci jsem ověřil v laboratoři Katedry hydrauliky a hydraulických zařízení VŠB-TUO.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

-
- [1] KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
- [2] Složení vzduchu [online] Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Vzduch>
- [3] Archív firmy ELVAC a.s.
- [4] KOLEKTIV AUTORŮ. Úvod do pneumatiky Essligen, 2002. 215s
- [5] Fluidní svaly [online] Dostupné z:
< http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_CS/PDF/CZ/MAS_CZ.PDF >
- [6] Měchové motory [online] Dostupné z:
< https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EB_CZ.PDF >
- [7] Parker Pneumatic Air Bellows [online] Dostupné z:
<https://www.parker.com/Literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/Cylinders/Parker_Pneumatic_Air_Bellows_Series_PDE2576TCUK.pdf>
- [8] Parker Pneumatic Air Bellows [online] Dostupné z:
<https://www.parker.com/Literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/Cylinders/Parker_Pneumatic_Air_Bellows_Series_PDE2576TCUK.pdf>
- [9] TOX Powepacage [online] Dostupné z:
<https://cz.tox-pressotechnik.com/assets/countries/EN/pdf/TOX_TB_1050_en.pdf>
- [10] TOX Powepacage [online] Dostupné z:
<https://cz.tox-pressotechnik.com/assets/countries/EN/pdf/TOX_TB_1050_en.pdf>
- [11] Úspory energie [online] Dostupné z:
<https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/330165/Uspory_energie.pdf>

PŘÍLOHY

Příloha č.: 1

Návrh pneumatického schématu

*Chtěl bych touto cestou poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu
Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D.
za konzultační činnost a odborné vedení při realizaci mé bakalářské práce.*